

УДК 621.01  
DOI 10.5862/TMM.44.2

Поступила в редакцию 05.07.2019

После доработки 18.11.2019

Принята к печати 18.12.2019



## ОСНОВЫ ТЕОРИИ САМОНАСТРАИВАЮЩИХСЯ МЕХАНИЗМОВ

**К.С.Иванов**

*Иванов Константин Самсонович  
Алматинский университет энергетики и связи,  
Республика Казахстан*

**Аннотация.** Самонастраивающийся механизм – это механизм, обеспечивающий непрерывное самостоятельное изменение скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению. В большинстве машин регулирование скорости выполняется механизмом с переменным передаточным отношением. Механизм с одной степенью свободы не способен изменять передаточное отношение самостоятельно без системы управления.

Запатентованные двухподвижные саморегулирующиеся механические системы не получили практического применения из-за отсутствия определенности движения.

Теоретически принцип возможных перемещений обеспечивает статическую определенность кинематической цепи с двумя степенями свободы. Но практически под нагрузкой выходной вал останавливается, и кинематическая цепь переходит в одноподвижное состояние.

В настоящей статье выполнен анализ определенности движения кинематической цепи с двумя степенями свободы и разработаны теоретические основы создания эффективных статически определенных самонастраивающихся механизмов.

**Ключевые слова:** самонастраивающийся механизм, определенность движения, энергетический преобразователь

### Введение

Регулирование скорости движения в машинах выполняется регуляторами, автоматически изменяющими величину движущей силы для обеспечения установившегося движения при переменной силе сопротивления [1]. В большинстве машин с большим диапазоном переменного сопротивления движению используются двигатели постоянной мощности, а изменение (регулирование) скорости выполняется передаточным механизмом с переменным передаточным отношением. Для привода постоянной мощности под саморегулированием будем понимать самостоятельное (без системы управления) изменение скорости выходного вала в зависимости от переменного момента сопротивления. Саморегулирование выполняют самонастраивающиеся механизмы. В самонастраивающихся механизмах законы

движения рабочих органов автоматически изменяются при изменении рабочего процесса так, что условия его выполнения оказываются оптимальными [2].

Самонастраивающийся (или адаптивный) передаточный механизм – это механизм, обеспечивающий непрерывное самостоятельное изменение передаточного отношения или скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению при постоянной входной мощности. Самонастраивающийся механизм работает без системы управления.

Имеют место следующие разновидности передаточных самонастраивающихся механизмов: зубчатые, бесступенчатые (фрикционные и нефрикционные), инерционно-импульсные.

Наиболее распространенным зубчатым механизмом, который приближенно можно назвать саморегулирующимся, является автомобильная многоступенчатая коробка-

автомат (или непрерывно-переменная передача CVT) [3, 4]. Но коробка-автомат имеет систему управления. Конструкция многоступенчатой коробки передач (CVT) отличается сложностью, использует гидродинамический преобразователь, механизм свободного хода [5], переключатель ступеней и пр.

Зубчатый механизм с одной степенью свободы не способен изменять передаточное отношение самостоятельно без системы управления. Только наличие двух степеней свободы может создать условия для самонастройки.

Зубчатый дифференциальный механизм автомобиля с двумя степенями свободы можно было бы считать саморегулирующимся, так как он передает движение на колеса автомобиля с вполне определенными скоростями. Однако определенность движения механизма имеет место только при наличии связи при замыкании колес опорной поверхностью, то есть в состоянии с одной степенью свободы.

Теоретически для дифференциального механизма с двумя степенями свободы и двумя выходными звеньями можно получить условие взаимосвязи параметров по принципу возможных перемещений, обеспечивающее равновесие и статическую определенность [6]. Но практически выходное звено с большей нагрузкой просто окажется неподвижным. Следовательно, используемые действительные перемещения звеньев не соответствуют указанному принципу или необходим некий преобразователь энергии, превращающий стационарный поток энергии с неизменными параметрами в поток с изменяющимися параметрами. Таким преобразователем в непрерывно-переменной передаче является гидродинамический трансформатор крутящего момента [3, 4], имеющий ограниченный диапазон действия (в пределах только одной ступени).

Бесступенчатые регулируемые механизмы или фрикционные вариаторы с системой управления [7, 8] имеют существенный недостаток – низкую надежность.

Широкодиапазонный планетарный дисковый вариатор Гулиа Н.В. [9] является саморегулирующимся механизмом, так как работает без системы управления. Принцип действия вариатора основан на изменении диаметров центральных дисков пу-

тем изменения положений дисковых сателлитов под действием переменных центробежных сил. При увеличении момента сопротивления угловая скорость уменьшается. Уменьшение центробежной силы приводит к увеличению передаточного отношения и наоборот. Эффект адаптации достигается за счет чрезвычайно сложной схемы механизма. При этом имеет место основной недостаток вариатора – точечный контакт взаимодействующих посредством трения звеньев.

Нефрикционные бесступенчатые саморегулирующиеся механизмы [10, 11, 12] используют заклинивающие энергетические преобразователи, позволяющие повысить эффективность, но имеют низкую надежность и сложность конструкции.

Инерционно-импульсные саморегулирующиеся механизмы [13, 14] отличаются сложностью конструкции и относительно низкой эффективностью из-за потерь энергии во время обратного импульса.

Существуют запатентованные зубчатые саморегулирующиеся механические системы, которые, по мнению изобретателей, обладают свойством самонастройки [15, 16]. В основе этих систем используется кинематическая цепь с двумя степенями свободы, имеющая один вход и один выход. Эти системы не получили практического применения из-за отсутствия определенности движения. Выходная нагрузка приводит к остановке выходного звена и переходу цепи в ненагруженное состояние с одной степенью свободы.

Автором созданы принципиально новые схемы и разработана теория адаптивных механизмов на основе кинематической цепи с двумя степенями свободы [17], в которой определенность движения обеспечивает уравновешенный подвижный замкнутый контур, составленный из зубчатых колес и накладывающий связь на движение звеньев. Однако схема с уравновешенным замкнутым контуром имеет ограниченный диапазон регулирования. Позже для надежного старта было предложено использовать мертвое положение механизма при трогании с места [18]. Однако мертвое положение обеспечивает равенство движущего момента и стартового момента сопротивления, что ограничивает диапазон регулирования.

Очевидно, что для обеспечения надежной определенности движения на основе принципа возможных перемещений должны быть созданы и использованы некие схемы и закономерности, имеющие принципиально иные перемещения.

Последние исследования автора [19, 20] позволили найти принципиально новое свойство планетарной кинематической цепи с двумя степенями свободы - возможность создания дублирующей передачи от входного водила на выходной сателлит. Дублирующая передача создает новые возможности для обеспечения определенности движения двухподвижной кинематической цепи.

В настоящей статье выполнен анализ определенности движения кинематической цепи с двумя степенями свободы, предложены новые схемы и разработаны теоретические основы создания эффективных саморегулирующихся механизмов на основе использования принципиально новых перемещений.

### 1. Определимость движения рычажного двух подвижного механизма

Выполним анализ определенности движения рычажного двух подвижного механизма с одним входом (рис. 1). Механизм содержит стойку 0, входное звено 1, промежуточное звено 2 и выходные звенья 3 и 4. На рис. 2 представлен план линейных скоростей  $V_i$   $i = 1, 3, 4$  звеньев механизма.  $S$  - мгновенный центр скоростей звена 2,  $\omega_2 = V_1 / SB$  - угловая скорость звена 2. Линейные размеры звеньев  $BC = BD$ . На механизм действуют внешние силы:  $F_1$  - входная движущая сила,  $R_3, R_4$  - выходные силы сопротивления. Силы и перемещения параллельны оси  $Ox$ .

Механизм имеет две степени свободы, которые соответствуют поступательному и вращательному движению звена 2.

Составим условие равновесия механизма по принципу возможных перемещений.

$$F_1 V_1 - R_3 V_3 - R_4 V_4 = 0. \quad (1)$$

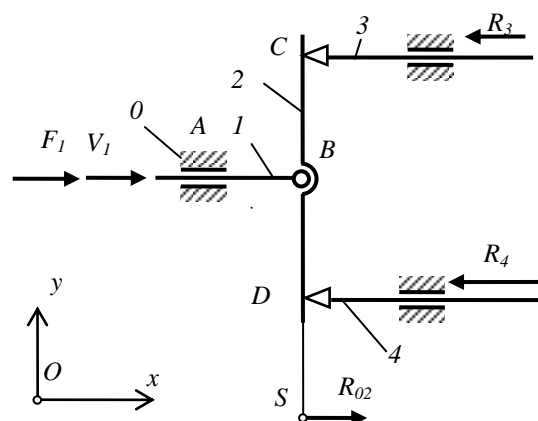


Рис. 1. Рычажный двух подвижный механизм

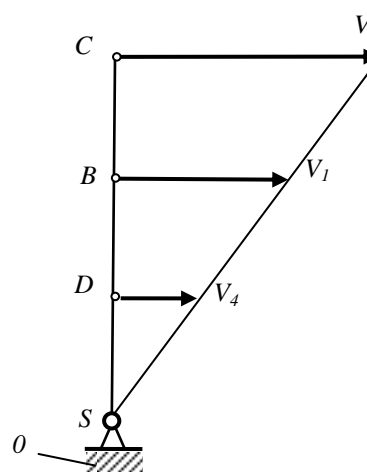


Рис. 2. План линейных скоростей рычажного двух подвижного механизма

Уравнение (1) отражает функциональную сущность двух подвижного механизма, состоящую в наличии двух степеней свободы: при заданных постоянных параметрах входной мощности и заданных силах сопротивления скорости двух выходных звеньев являются неизвестными (подлежат определению).

Скорости точек механизма связаны уравнением

$$\frac{V_3 - V_1}{V_4 - V_1} = u_{34}^{(1)}. \quad (2)$$

Здесь  $u_{34}^{(1)}$  - передаточное отношение от звена 3 к звену 4 при неподвижном звене 1.  $u_{34}^{(1)} = -BD / BC$ .

Система двух уравнений (1), (2) определяет взаимосвязь параметров механизма с двумя степенями свободы, позволяет при заданных параметрах механизма  $F_1, V_1, R_3, R_4$  определить два кинематических параметра – скорости двух выходных звеньев  $V_3, V_4$ .

Решая систему двух уравнений (1) и (2) получим

$$V_4 = V_1 \frac{F_1 + R_3(u_{34}^{(1)} - 1)}{R_3 u_{34}^{(1)} + R_4}, \quad (3)$$

$$V_3 = (1 - u_{34}^{(1)})V_1 + u_{34}^{(1)}V_4. \quad (4)$$

Таким образом, уравнения (3) и (4) подтверждают статус принципа возможных перемещений как необходимого и достаточно-го условия равновесия.

Однако вопреки утверждению, что условие равновесия механизма по принципу возможных перемещений является необходимым и достаточным условием равновесия [6] в двух подвижном механизме определенность движения отсутствует. Если  $R_3 \neq R_4$ , то более нагруженное выходное звено окажется неподвижным и механизм перейдет в состояние с одной степенью свободы.

Для разрешения этого противоречия выполним анализ взаимодействия параметров в двух подвижном механизме.

Уравнение (1) соответствует уравнению равновесия звена 2 в виде суммы моментов относительно мгновенного центра скоростей  $S$  с учетом замен  $V_1 = \omega_2 \cdot SB, V_3 = \omega_2 \cdot SC, V_4 = \omega_2 \cdot SD$  и равенства внешних сил реакциям в точках  $B, C, D: F_1 = R_{12}, R_3 = R_{32}, R_4 = R_{42}$ . После подстановки этих значений и сокращения  $\omega_2$  получим

$$F_1 \cdot SB - R_3 \cdot SC - R_4 \cdot SD = 0. \quad (5)$$

Уравнение (5), соответствующее уравнению (1), не является необходимым и достаточным условием равновесия статики для звена 2. Помимо уравнения моментов для равновесия звена 2 и всего механизма должно быть использовано также условие равенства нулю сил  $\sum F = 0$

$$F_1 - R_3 - R_4 + R_{02} = 0,$$

где  $R_{02}$  - реакция в неподвижной точке  $S$ .

$$R_{02} = R_3 + R_4 - F_1. \quad (6)$$

Следовательно, уравнение равновесия механизма по принципу возможных перемещений должно учитывать также и силу  $R_{02}$ . Однако эта сила в уравнении (1) исключена, так как скорость точки приложения  $S$  равна нулю.

В связи с этим обстоятельством возникает неразрешимое противоречие: с одной стороны в двух подвижном механизме звено 2 должно иметь неподвижную опорную точку с реакцией  $R_{02}$ , с другой стороны добавление этой связи приведет к переходу механизма в одноподвижное состояние.

Казалось бы, наличие двух входов (звенья 3 и 4) и одного выхода (звено 1) сделает рассматриваемую цепь определенной. Однако изменение статуса звеньев не устраняет необходимость иметь реальную неподвижную точку  $S$  звена 2 для достижения равновесия.

Анализ взаимосвязи параметров двухподвижной кинематической цепи свидетельствует: двухподвижная кинематическая цепь является статически неопределимой системой.

Однако создать фиксированное положение свободного (не связанного со стойкой) звена 2 внешними силами вполне возможно. На рис. 3 входные звенья 3 и 4 приводят в движение гидроцилиндры, в которых положения поршней, зависящие от времени, определяют положения точек  $C$  и  $D$  звена 2 при отсутствии его связи со стойкой. Перемещения точек приложения сил, соответствующие времени, будем называть статическими (или фиксированными). Двигатели создают статические фиксированные перемещения.

Отсюда следует вывод: статическую неопределимость двухподвижной кинематической цепи вызывает промежуточное свободное звено с мгновенным центром скоростей, который должен иметь неподвижную опору. Вполне определенные (фиксированные) перемещения свободного звена, не связанного со стойкой, могут быть обеспечены только силами, которые имеют однозначное фикси-

рованное положение точек приложения в любой момент времени.

Сила сопротивления может стать фиксированной, создающей конкретное фиксированное перемещение, с помощью катаракта (рис. 4). Принцип действия катаракта состоит в создании относительного перемещения звеньев путем перепуска вязкой жидкости между звеньями с использованием внутреннего трения.

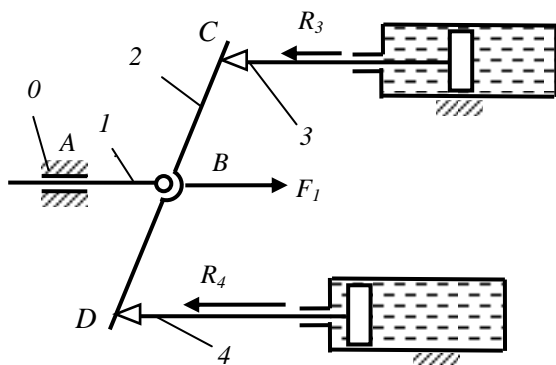


Рис. 3. Создание определенного положения свободного звена внешними силами

Катаракт заменяет контактное трение при относительном движении звеньев на внутреннее трение жидкости, устраняет износ и снижает нагревание.

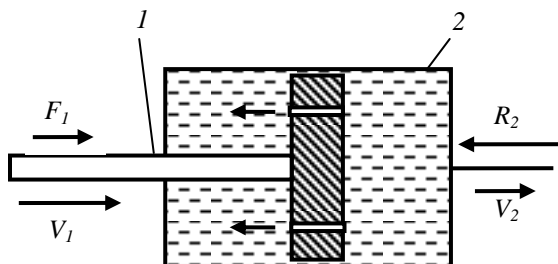


Рис. 4. Создание фиксированного положения силы сопротивления

Катаракт, выполненный в виде гидроцилиндра 2 с поршнем 1, имеющим калиброванные перепускные отверстия, обеспечивает фиксированное положение точки приложения силы сопротивления  $R$ , зависящее от времени или от расхода жидкости через перепускные отверстия. Перемещение выходного звена катаракта можно считать

фиксированным перемещением, связанным с силой.

Внешняя сила  $F_1$  перемещает поршень 1 со скоростью  $V_1$ . Сила сопротивления движению цилиндра  $R_2$ , превышающая силу  $F_1$ , перемещается со скоростью  $V_2 < V_1$  за счет перепуска жидкости через перепускные отверстия. Имеет место движение звеньев с относительной скоростью  $V_{12} = V_1 - V_2$ . Относительная скорость связана с расходом жидкости через перепускные отверстия

$$V_{12} = v / A, \quad (7)$$

где  $A$  - площадь поперечного сечения цилиндра,  $v$  - расход жидкости.

Характеристика катаракта определяется отношением площади поперечного сечения поршня к площади перепускных отверстий.

Расход жидкости  $v$  прямо пропорционален давлению  $p$ , создаваемому силами.

Внешние силы создают силу катаракта. Характеристика катаракта определяется отношением  $F_{12} = R_2 - F_1$ , которая обеспечивают движение звеньев катаракта с относительной скоростью  $V_{12}$ . Мощность катаракта

$$P_k = F_{12} V_{12}. \quad (8)$$

Мощность катаракта расходуется на преодоление внутреннего трения жидкости, но выполняет полезную функцию – создание фиксированных по времени перемещений выходного звена.

Взаимосвязь параметров движения катаракта определяется принципом возможных перемещений с учетом мощности, расходуемой на внутреннее трение катаракта

$$F_1 V_1 - R_2 V_2 - F_{12} V_{12} = 0. \quad (9)$$

Здесь  $F_{12} = R_2 - F_1$  - сила внутреннего трения жидкости, обеспечивающая перетекание жидкости через перепускные отверстия.

Из уравнения (9) следует

$$(2F_1 - R_2) V_1 = F_1 V_2. \text{ Отсюда}$$

$$V_2 = V_1 (2F_1 - R_2) / F_1. \quad (10)$$

Уравнение (10) выражает аналитическую связь, которую катаракт с заданной силой  $F_{12}$  накладывает на переменные параметры

$R_2$  и  $V_2$ . Задание силы  $F_2$  определяет значение скорости  $V_2$  и фиксированное по времени перемещение выходного звена 2.

Имеет место также обратная связь

$$V_1 = V_2 F_1 / (2F_1 - R_2). \quad (11)$$

Использование катаракта, накладывающего дополнительную связь на одну из скоростей, в системе с двумя степенями свободы приводит к определенности движения без потери свойств, связанных с дополнительной подвижностью.

В кинематической цепи с двумя степенями свободы и с одним входным звеном 1 (рис. 1) достаточно использовать одну связь или один катаракт (например, на звене 4), чтобы получить статически определимый рычажный дифференциальный механизм (рис. 5). Катаракт обеспечивает статическое равновесие свободного звена 2, адаптируя силу  $R_5$  к силе  $R_3$  за счет скорости  $V_5$ .

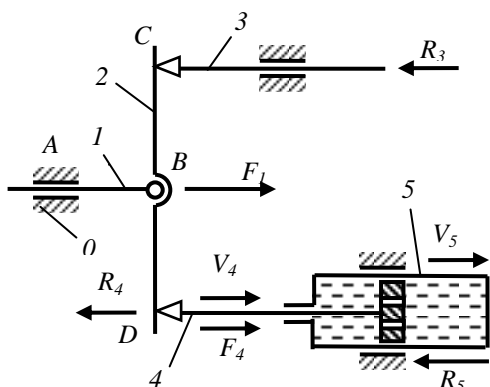


Рис. 5. Статически определимый рычажный дифференциал

Взаимосвязь параметров статически определимого рычажного дифференциала соответствует взаимосвязи параметров механизма по принципу возможных перемещений с добавлением изменений мощности катаракта.

$$F_1 V_1 - R_3 V_3 - R_5 V_5 - P_K = 0. \quad (12)$$

Скорости звеньев механизма без катаракта определяются по формулам (3) и (4). Из уравнения (4) при  $u_{34}^{(1)} = -BD/BC = -1$  получим

$$V_3 = 2V_1 - V_4.$$

Формула (11) взаимосвязи параметров катаракта в соответствии с нумера-

цией звеньев на рис. 5 примет вид

$$V_4 = V_5 F_4 / (2F_4 - R_5). \quad (13)$$

Подставим значение скорости  $V_3$  в формулу (12), а затем значение  $V_4$  из (13), получим

$$V_5 = \frac{(2F_4 - R_5)[(F_1 - 2R_3)V_1 - P_K]}{2R_4 R_5 - R_5^2 - R_3 F_4}. \quad (14)$$

Здесь по величине  $F_4 = R_4$ .

Из уравнения (14) определяем скорость  $V_5$  по заданным силам и входной скорости  $V_1$ , а далее по формулам (13) и (4) определим скорости  $V_3$  и  $V_4$ .

Коэффициент полезного действия статически определимого механизма с учетом потерь только в катаракте

$$\eta = 1 - P_K / F_1 V_1. \quad (15)$$

Числовой пример для схемы, представленной на рис. 5.

Исходные данные:

$$V_1 = 4 \text{ м/с}, F_1 = 12 \text{ Н}, R_3 = 4 \text{ Н},$$

$$R_4 = 12 \text{ Н}, R_5 = 16 \text{ Н}, P_K = 1.5 \text{ Нмс}^{-1}$$

Определить:  $V_3, V_4, V_5, \eta$ .

Решение

1.

$$V_5 = \frac{(2F_4 - R_5)[(F_1 - 2R_3)V_1 - P_K]}{2R_4 R_5 - R_5^2 - R_3 F_4} = \frac{(2 \cdot 12 - 16)[(12 - 2 \cdot 4)4 - 1.5]}{2 \cdot 12 \cdot 16 - 16^2 - 4 \cdot 12} = 1.4$$

2.

$$V_4 = V_5 F_4 / (2F_4 - R_5) = 1.45 \cdot 12 / (2 \cdot 12 - 16) = 2.175 \text{ м/с}$$

3.

$$V_3 = 2V_1 - V_4 = 2 \cdot 4 - 2.175 = 5.825 \text{ м/с}$$

4.

Коэффициент полезного действия с учетом потерь только в катаракте  $\eta = 1 - P_K / F_1 V_1 = 1 - 1.5 / 12 \cdot 4 = 0.96$

## 2. Двухподвижный зубчатый дифференциальный механизм

Зубчатый двухподвижный механизм (рис. 6) содержит стойку 0, входное водило  $H$ , сателлит 2 и выходные цен-

тральные колеса 3 и 4.

Справа от механизма представлен план линейных скоростей  $V_i$   $i = H, 1, 3$  звеньев механизма.  $S$  - мгновенный центр скоростей звена 2,  $\omega_2 = V_1 / SB$  - угловая скорость звена 2 (наклонная линия).

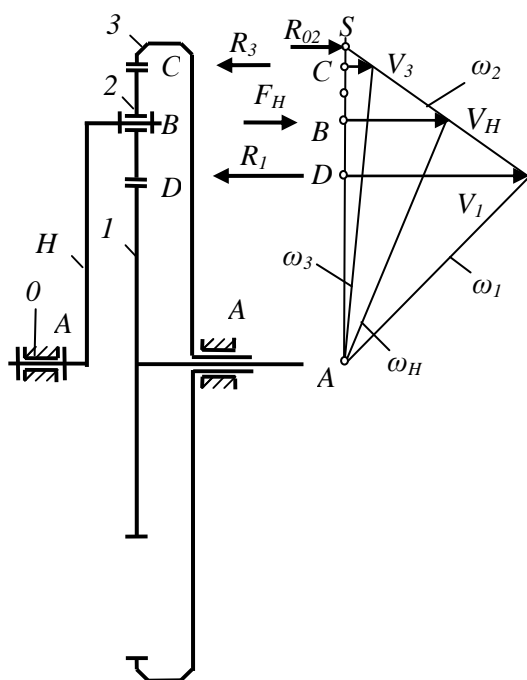


Рис. 6. Зубчатый двухподвижный дифференциальный механизм с одним входом

На механизм действуют внешние моменты и силы:  $F_H$  - входная движущая сила,  $R_3, R_4$  - выходные силы сопротивления.  $F_H = M_H / r_H$ ,  $R_3 = M_3 / r_3$ ,  $R_4 = M_4 / r_4$ , где  $M_i$   $i = H, 1, 3$  - моменты сил,  $r_i$   $i = H, 1, 3$  - радиусы звеньев. Составим условие равновесия механизма по принципу возможных перемещений в виде условия равновесия звена 2.

$$F_H V_H - R_3 V_3 - R_4 V_4 = 0. \quad (16)$$

Здесь  $F_H = R_{H-2}$ ,  $R_3 = R_{32}$ ,  $R_4 = R_{42}$ .

Скорости точек механизма связаны уравнением

$$\frac{V_3 - V_H}{V_1 - V_H} = u_{31}^{(H)}. \quad (17)$$

Здесь  $u_{31}^{(H)}$  - передаточное отношение от звена 1 к звену 3 при неподвижном звене  $H$ .  $u_{31}^{(H)} = -r_1 / r_3$ .

Система двух уравнений (16), (17) определяет взаимосвязь параметров механизма с двумя степенями свободы, позволяет при заданных параметрах механизма  $F_H, V_H, R_1, R_3$  определить два кинематических параметра - скорости двух выходных звеньев  $V_1, V_3$ .

Решая систему двух уравнений (16) и (17) получим

$$V_1 = V_H \frac{F_H + R_3 (u_{31}^{(H)} - 1)}{R_3 u_{31}^{(H)} + R_1}, \quad (18)$$

$$V_3 = (1 - u_{31}^{(H)}) V_H + u_{31}^{(H)} V_1. \quad (19)$$

Однако вопреки утверждению, что условие равновесия механизма по принципу возможных работ является необходимым и достаточным условием равновесия в двух подвижном механизме определитель движения отсутствует. Если  $R_3 \neq R_1$ , то одно из выходных звеньев окажется неподвижным и механизм перейдет в состояние с одной степенью свободы.

Выполним анализ взаимодействия параметров в двух подвижном механизме.

Уравнение (16) соответствует уравнению равновесия звена 2 в виде суммы моментов относительно мгновенного центра скоростей  $S$  с учетом замен  $V_1 = \omega_2 \cdot SB$ ,  $V_3 = \omega_2 \cdot SC$ ,  $V_4 = \omega_2 \cdot SD$  и равенства внешних сил реакциям в точках  $B, C, D$ :

$F_1 = R_{12}$ ,  $R_3 = R_{32}$ ,  $R_4 = R_{42}$ . После подстановки этих значений и сокращения  $\omega_2$  получим

$$F_H \cdot SB - R_3 \cdot SC - R_1 \cdot SD = 0. \quad (20)$$

Уравнение (20), соответствующее уравнению (16), не является необходимым и достаточным условием равновесия статики для звена 2. Помимо уравнения моментов для равновесия звена 2

и всего механизма должно быть использовано также условие равенства нулю сил  $\sum F = 0$

$$F_H - R_3 - R_1 + R_{02} = 0, \quad (21)$$

где  $R_{02}$  - реакция в неподвижной точке  $S$ .

Следовательно, уравнение равновесия механизма по принципу возможных работ должно учитывать также и силу  $R_{02} = R_3 + R_1 - F_H$ . Однако эта сила в уравнении (16) исключена, так как скорость точки приложения  $S$  равна нулю.

В связи с этим обстоятельством возникает неразрешимое противоречие: с одной стороны в двух подвижном механизме звено 2 должно иметь неподвижную опорную точку с реакцией  $R_{02}$ , с другой стороны добавление этой связи приведет к переходу механизма в одноподвижное состояние.

Разрешим это противоречие путем создания иного условия, обеспечивающего равновесие двух подвижной системы.

Анализ взаимосвязи параметров зубчатой двухподвижной кинематической цепи свидетельствует: двухподвижная кинематическая цепь является статически неопределимой системой.

Однако создать фиксированное положение свободного (не связанного со стойкой) звена 2 внешними силами вполне возможно.

Момент сопротивления может стать фиксированным (зависящим от времени действия) с помощью вращательного катаракта (рис. 7, рис. 8).

Вращательный катаракт содержит входной вал 1 с вращающимся поршнем в виде лопасти, имеющей перепускные отверстия, и выходной вал 2 с цилиндром, также имеющим лопасти, которые допускают свободное вращение лопасти поршня. Цилиндр заполнен вязкой жидкостью.

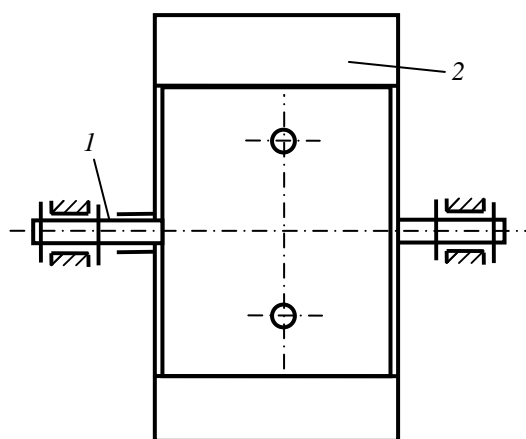


Рис. 7. Вращательный катаракт (вид сбоку)

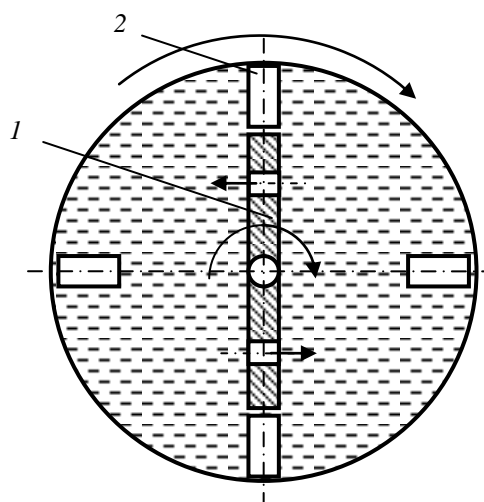


Рис. 8. Вращательный катаракт (вид в поперечном разрезе)

Входной вал 1 вращающегося катаракта с движущим моментом  $M_1$  вращает поршень с лопастью, которая увлекает за собой вязкую жидкость. Вязкая жидкость, расположенная между лопастями цилиндра увлекает за собой цилиндр, на валу 2 которого имеет место момент сопротивления  $M_2$ . Перепускные отверстия в лопасти поршня обеспечивают перепуск вращающейся жидкости при вращении поршня относительно цилиндра. Вращающийся катаракт допускает вращение входного и выходного вала с разными угловыми скоростями  $\omega_1$  и  $\omega_2$ .



В эксплуатационном режиме движения момент сопротивления движению цилиндра  $M_2$  превышает движущий момент  $M_1$ . Момент катаракта  $M_{12} = M_2 - M_1$ . Входной вал с движущим моментом  $M_1$  обеспечивает вращательное движение выходного вала 2 с угловой скоростью  $\omega_2 < \omega_1$  за счет перепуска жидкости через перепускные отверстия. Под действием момента катаракта  $M_{12}$  имеет место движение звеньев 1 и 2 с относительной угловой скоростью  $\omega_{12} = \omega_1 - \omega_2$ .

Мощность катаракта

$$P_K = M_{12}\omega_{12} = (M_2 - M_1)(\omega_1 - \omega_2). \quad (23)$$

Характеристика катаракта определяется пропускной способностью перепускных отверстий (отношением площади лопасти вращающегося поршня 1 к площади перепускных отверстий), зависящей от давления. В катаракте с заданной характеристикой приложенным внешним моментам соответствует относительная угловая скорость.

Вращательный катаракт обеспечивает фиксированное положение выходного вала с приложенным к нему моментом сопротивления  $M_2$ , зависящее от расхода жидкости через перепускные отверстия. Фиксированное положение выходного вала 2 определяется углом поворота  $\varphi_2$ , который зависит от времени работы катаракта.

Относительная угловая скорость связана с расходом жидкости через перепускные отверстия

$$\omega_{12} = v / rA, \quad (24)$$

где  $A$  - площадь лопасти вращающегося поршня,

$v$  - расход жидкости,

$r$  - радиус расположения перепускных отверстий.

Расход жидкости  $v$  прямо пропорционален давлению  $p$ , создаваемому входным и выходным моментами.

Мощность катаракта расходуется на преодоление внутреннего трения жидкости, но выполняет полезную функцию – создание фиксированных по времени перемещений выходного звена.

Взаимосвязь параметров движения катаракта определяется принципом возможных перемещений с учетом мощности, расходуемой на внутреннее трение

$$M_1\omega_1 - M_2\omega_2 - P_K = 0. \quad (25)$$

Здесь момент катаракта равен моменту внутреннего трения жидкости, обеспечивающему перетекание жидкости через перепускные отверстия  $M_{12} = M_f$ .

Подставим значение  $P_K$  в уравнение (25), получим после преобразований зависимость выходной угловой скорости от момента сопротивления (уравнение адаптации катаракта)

$$\omega_2 = \omega_1(2M_1 - M_2) / M_1. \quad (26)$$

Уравнение (26) выражает аналитическую связь, которую катаракт с заданной характеристикой накладывает на переменные параметры  $M_2$  и  $\omega_2$ . При постоянных параметрах входной мощности  $M_1$ ,  $\omega_1$  заданное значение момента  $M_2$  определяет значение угловой скорости  $\omega_2$  и фиксированное по времени угловое перемещение выходного звена 2.

Из уравнения (26) следует

При  $M_2 = M_1$  имеем  $\omega_2 = \omega_1$ . При  $M_2 = 2M_1$  имеем  $\omega_2 = 0$ .

Диапазон изменения момента сопротивления  $M_1 \leq M_2 \leq 2M_1$ .

Имеет место также обратная связь

$$\omega_1 = \omega_2 M_1 / (2M_1 - M_2). \quad (27)$$

Кпд катаракта  $\eta = 1 - P_K / M_1\omega_1$ . Или

$$\eta = 1 - \frac{(M_2 - M_1)(\omega_1 - \omega_2)}{M_1\omega_1}. \quad (28)$$

В диапазоне изменения момента сопротивления кпд изменяется от 0 до 1.

Промежуточное значение при  $M_2 = 2M_1$ ,  $\omega_2 = 0.5\omega_1$ ,  $\eta = 0.75$ .

Использование катаракта, накладывающего дополнительную связь на одну из скоростей, в системе с двумя степенями свободы приводит к определенности движения без потери свойств, связанных с наличием двух степеней свободы.

В кинематической цепи с двумя степенями свободы и с одним входным звеном  $H$

достаточно использовать один катаракт (например, на звене 1), чтобы получить статически определимый рычажный дифференциальный механизм (рис. 9).

Взаимосвязь параметров определимого зубчатого дифференциала соответствует взаимосвязи параметров механизма по принципу возможных перемещений с добавлением мощности катаракта.

$$M_H \omega_H - M_1 \omega_1 - M_3 \omega_3 - P_K = 0. \quad (29)$$

Угловые скорости звеньев механизма связаны уравнением

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = u_{13}^{(H)}. \text{ Или}$$

$$\omega_1 = \omega_H + u_{13}^{(H)} (\omega_3 - \omega_H). \quad (30)$$

Здесь  $u_{13}^{(H)} = -r_3 / r_1$  - передаточное отношение от звена 1 к звену 3 при неподвижном звене  $H$ .

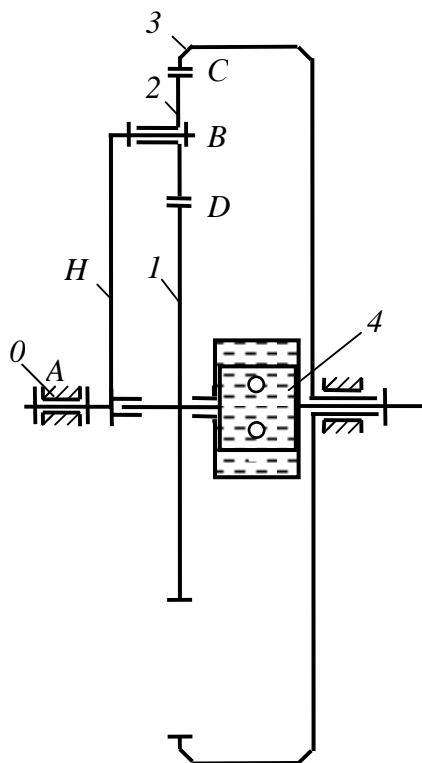


Рис. 9. Зубчатый дифференциал с вращающимся катарактом

Система двух уравнений (29) и (30) определяет взаимосвязь параметров механизма с двумя степенями свободы и позволяет при

заданных параметрах механизма  $M_H, \omega_H, M_1, M_3$  определить два кинематических параметра – угловые скорости двух выходных звеньев  $\omega_1, \omega_3$ .

$$\omega_3 = \omega_H \frac{M_H - M_1(1 - u_{13}^{(H)})}{M_1 u_{13}^{(H)} + M_3}, \quad (31)$$

$$\omega_1 = \omega_H + u_{13}^{(H)} (\omega_3 - \omega_H). \quad (32)$$

Подставим в уравнение (29) взаимосвязи параметров зубчатого дифференциала значение угловой скорости  $\omega_3$  из уравнения (31). Получим уравнение с одним неизвестным параметром  $\omega_1$

$$M_H \omega_H - M_1 \omega_1 - M_3 \omega_H \frac{M_H - M_1(1 - u_{13}^{(H)})}{M_1 u_{13}^{(H)} + M_3} = 0. \quad (33)$$

К уравнению (33) взаимосвязи параметров зубчатого дифференциала необходимо добавить условие определимости движения, создаваемое катарактом со звеньями 1, 4, соответствующее уравнению (27).

В этом уравнении следует принять, что входной момент на звене 1 катаракта равен и противоположен по направлению моменту сопротивления  $M_1$ . Тогда условие определимости движения (27) примет вид

$$\omega_1 = \omega_4 M_1 / (2M_1 - M_4). \quad (34)$$

Решая совместно систему уравнений (33), (34), определим угловые скорости  $\omega_4$  и  $\omega_1$ , а затем угловую скорость  $\omega_3$  по уравнению (31).

Коэффициент полезного действия, учитывающий только потери мощности в катаракте

$$\eta = 1 - P_K / M_H \omega_H. \quad (35)$$

### 3. Зубчатый самонастраивающийся механизм. Адаптивный вариатор

Двух подвижный зубчатый механизм с замкнутым контуром, разработанный Ивановым К.С., представляет собой адаптивный зубчатый вариатор, реализующий научное открытие «Эффект силовой адаптации в механике» [17, 18]. Определимость этого механизма должна быть обеспечена путем вве-

дения связи, создаваемой вращательным катарактом.

Уравновешенный двух подвижных зубчатый механизм с замкнутым контуром (рис. 10) содержит стойку 0, входное водило  $H_1$ , замкнутый контур из зубчатых колес 1-2-3-6-5-4 и выходное водило  $H_2$ .

Вращательный катаракт 7, соединяющий колеса 1 и 4 замкнутого контура, создает дополнительную связь в виде фиксированного момента, зависящего от времени. Взаимосвязь параметров определяемого зубчатого вариатора соответствует взаимосвязи параметров механизма без катаракта с добавлением изменений, создаваемых катарактом. Постановка задачи анализа взаимосвязи параметров зубчатого вариатора.

Исходные параметры:

$$M_{H1}, \omega_{H1}, M_{H2}, P_K = 0.2M_{H1}\omega_{H1}.$$

Определить:

$$\omega_{H2}, M_1, M_3, M_4, M_6, \omega_1, \omega_3, \omega_4, \eta.$$

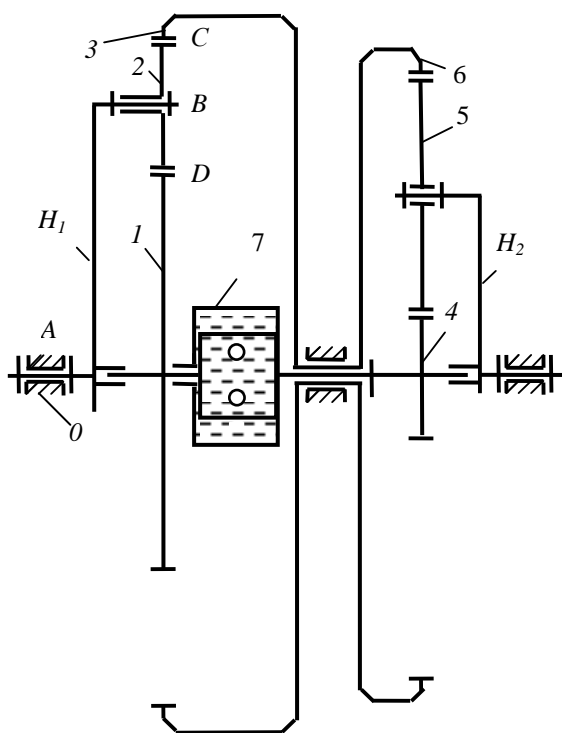


Рис. 10. Статически определяемый зубчатый адаптивный вариатор

Взаимосвязь параметров определяемого зубчатого вариатора соответствует взаимо-

связи параметров механизма по принципу возможных перемещений с добавлением мощности катаракта.

$$M_{H1}\omega_{H1} = M_{H2}\omega_{H2} + P_K. \quad (36)$$

Взаимосвязь угловых скоростей звеньев вариатора определяется формулами

$$\frac{\omega_1 - \omega_{H1}}{\omega_3 - \omega_{H1}} = u_{13}^{(H1)}. \quad (37)$$

$$\frac{\omega_4 - \omega_{H2}}{\omega_3 - \omega_{H2}} = u_{46}^{(H2)}. \quad (38)$$

$$\text{Здесь } \omega_6 = \omega_3, u_{13}^{(H1)} = -r_3 / r_1,$$

$u_{46}^{(H2)} = -r_6 / r_4$  - передаточные отношения.

Решая совместно уравнения (37), (38), получим формулы для определения промежуточных угловых скоростей

$$\omega_3 = \omega_6 = \frac{\omega_{H2}(1 - u_{46}^{(H2)}) - \omega_{H1}(1 - u_{13}^{(H1)})}{u_{13}^{(H1)} - u_{46}^{(H2)}}. \quad (39)$$

$$\omega_1 = u_{13}^{(H1)}(\omega_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1}. \quad (40)$$

Внутренние моменты вариатора определим через заданные внешние моменты

$$M_1 = 0.5M_{H1}r_1 / r_{H1}, \quad (41)$$

$$M_4 = 0.5M_{H2}r_4 / r_{H2}, \quad (42)$$

$$M_3 = 0.5M_{H1}r_3 / r_{H1}, \quad (43)$$

$$M_6 = 0.5M_{H2}r_6 / r_{H2}. \quad (44)$$

Катаракт заданной мощности позволяет преодолеть требуемый момент сопротивления и создать соответствующую относительную угловую скорость. Катаракт и вводит следующие параметры.

Момент катаракта

$$M_{14} = M_4 - M_1. \quad (45)$$

Относительная угловая скорость в катаракте

$$\omega_{14} = P_K / M_{14}. \quad (46)$$

Выходная угловая скорость катаракта

$$\omega_4 = \omega_1 - \omega_{14}. \quad (47)$$

Определяем выходную угловую скорость из уравнения (36)

$$\omega_{H2} = (M_{H1}\omega_{H1} - P_K) / M_{H2}. \quad (48)$$

Уравнение (48) определяет эффект силовой адаптации - выходная угловая скорость обратно пропорциональна моменту сопротивления [17].

Кпд механизма

$$\eta = 1 - P_K / M_{H1} \omega_{H1}. \quad (49)$$

Параметры саморегулирующегося механизма с катарактом могут быть выбраны оптимальным образом путем использования центра совпадения скоростей входного вала и выходного сателлита [19, 20].

## Выводы

Кинематическая цепь с двумя степенями свободы в общем случае не может быть статически определимой системой в установившемся движении.

Выполненный анализ взаимосвязи параметров двухподвижной системы позволил установить теоретические зависимости обеспечивающие определимость движения. Двухподвижная система с одним входом (двигателем) является статически определимой при наличии одной силы сопротивления, связанной со временем.

Использование гидравлического катаракта в системах с двумя степенями свободы позволяет создавать эффективные статически определимые механизмы, обладающие свойством адаптации к переменной внешней нагрузке (адаптивные механизмы).

Ранее созданная теория силовой адаптации двухподвижных механизмов пополнена принципиально новыми закономерностями теории самонастраивающихся механизмов, обеспечивающими определимость движения при использовании упрощенных схем механизмов.

Результаты исследований могут быть использованы для теоретического исследования двух подвижных механизмов и для практического их использования при создании эффективных принципиально новых конструкций, например адаптивных зубчатых вариаторов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Артоболевский И.И.** Теория механизмов и машин. Москва. Наука. 1988. 640 с.
2. **Крайнев А.В.** Словарь-справочник по механизмам. Москва. Машиностроение. 1981. 438 с.
3. **Lang Kevin R.**, Continuously Variable Transmissions. An Overview of CVT Research. Past, Present and Future. 21W. 732, USA. 2000. 11 p.
4. **Мазалов Н.Д., Трусов С.М.** Гидромеханические коробки передач. М.: Машиностроение, 1971. 296 с.
5. **Пилипенко М.Н.** Механизмы свободного хода. М., Л.: Машиностроение, 1966.- 288 с.
6. **Маркеев А.П.** Теоретическая механика. Москва. Наука. 1990. 416 с.
7. **Пронин Б.А., Ревков Г.А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). 3 изд. М. Машиностроение, 1980. 320 с.
8. **Селифонов В.В.** Принципы регулирования бесступенчатых передач. М. МАМИ. 1993. 70 с.
9. **Гулиа Н.В.** Широкодиапазонный экономичный планетарный дисковый вариатор. Вестник машиностроения. №12. М. 2005. С. 19 -28.
10. **Благонравов А.А.** Механические бесступенчатые передачи. Изд. УрО АН. Екатеринбург. 2004. 203 с.
11. **Благонравов А.А.** Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М. Машиностроение. 1977. 143 с.
12. **Пылаев Б.В.** Высокомоментные вариаторы нефрикционного типа. МГАУ им. Горячкина. 2000. 60 с.
13. **Мальцев В.Ф.** Механические импульсные передачи. М. Машиностроение, 1978. 368 с.

14. **Леонов А.И.** Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М. Машиностроение. 1978. 224 с.
15. **Crockett Samuel J.** Shiftless, continuously-aligning transmission. Patent of USA 4,932,928, Cl. F16H 47/08, U.S. Cl. 475/51; 475/47.1990, 9 p.
16. **Harries John.** Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears. Patent of Great Britain GB2238090 (A). 1991, 11 p.
17. **Ivanov K.S.** Theory of Continuously Variable Transmission (CVT) with Two Degrees of Freedom. Paradox of mechanics. Proceedings of the American Society of Engineers Mechanics (ASME) International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE 2012). Houston, Texas, USA. 2012. PP 933 - 942.
18. **Stephen P. Radzevich, Konstantin S. Ivanov** and others. Advances in Gear Design and Manufacture. Ch. 7. Adaptive Gear Variators (CVTs). CRC Press. Taylor & Francis Group. 6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300. Boca Raton, FL 33487-2742. International Standard Book Number-13: 978-1-138-48473-3 (Hardback). 360 p. 2019. (K. Ivanov: p. 244 – 294).
19. **Ivanov Konstantin.** Optimal Design of Adaptive Toothed Variator (CVT). EngOpt 2018, Proceedings of the 6th International Conference on Engineering Optimization. Springer. Lisbon. 2018. PP 1178-1192.
20. **Ivanov K.S.** Prospects of Creation of Mechanisms with Two Degree of Freedom. IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science. Advances in Mechanism and Machine Science. Springer Nature Switzerland AG 2019. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-20131-9\\_93](https://doi.org/10.1007/978-3-030-20131-9_93). PP 937-946.